

УДК 621.438 : 66.045.1

Н.А. Марченко, канд. техн. наук, А.Н. Ганжа, канд. техн. наук

## АНАЛИЗ ЦИКЛОВ МНОГОКАМЕРНЫХ ГТУ

## Введение

В настоящее время в качестве силовых установок в энергетике и на транспорте получили широкое распространение газотурбинные установки (ГТУ) с подводом теплоты в камеру сгорания (КС) при постоянном давлении, повышение эффективных КПД которых по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Традиционными путями решения данной задачи являются использование регенерации отработавших газов, введение в цикл промежуточного охлаждения воздуха между ступенями компрессора, а также повышение температуры газов перед лопатками первой ступени турбины, т.е. непосредственно после камеры сгорания. Первые два пути требуют наличия теплообменных аппаратов, для второго случая необходимо также использование дополнительного теплоносителя, что в случае транспортных ГТУ существенно ухудшает их массогабаритные показатели. Повышение температуры газов после КС ограничивается возможностями прочности материалов лопаток первой ступени турбины.

Нетрадиционным путем повышения эффективного КПД ГТУ является использование в них цикла с подводом теплоты в КС по изохоре, т.к. из термодинамики известно, что он имеет более высокий термический КПД [1]. Здесь наблюдаются циклические процессы нагрева лопаток первой ступени турбины газами из КС и их охлаждения продувочным воздухом из компрессора, по своему характеру аналогичные процессами в ДВС. Поэтому в цикле ГТУ с изохорным теплоподводом возможно получение более высокой температуры газов в КС при окончании сгорания по сравнению с традиционным циклом с подводом теплоты в КС при  $p = const$ .

## Постановка задачи

В настоящей работе поставлена задача проведения сравнительного термодинамического анализа циклов реальной многокамерной ГТУ с подводом теплоты в КС при  $V = const$  и эквивалентной ей ГТУ с изобарным теплоподводом. Под эквивалентной здесь понимается ГТУ одинаковой мощности, работающая при аналогичной степени повышения давления в компрессоре и имеющая температуру газов перед турбиной, равную среднецикловой температуре ГТУ  $V = const$ .

Обобщенная схема двухвальной ГТУ с подводом теплоты в камеру сгорания при  $V = const$  приведена на рис. 1. Здесь К – компрессор; КС – камера сгорания; ТК – турбина турбокомпрессора; СТ – силовая турбина; Р1 – впускной ресивер; Р2 – выпускной ресивер; Р3 – ресивер между турбинами. Камера сгорания может состоять как из одной, так и из нескольких камер, работающих параллельно или со сдвигом относительно друг друга по углу поворота выходного вала установки. Кроме того, на схеме обозначен возможный теплообменник-регенератор (ТО) и в случае его применения пунктирными линиями – изменение направления движения рабочих тел.

Параметры рабочего процесса ГТУ с изохорным теплоподводом во всех точках цикла, в отличие от традиционной ГТУ  $p = const$ , зависят от угла поворота выходного вала установки. Поэтому получения значений параметров в термодинамическом анализе цикла будет использована разработанная математическая модель рабочего процесса многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом [2].

### Анализ цикла многокамерной ГТУ без регенерации

Первоначально исследовалась шестикамерная ГТУ с подводом теплоты при  $V = const$  без регенератора [3]. При этом каждая камера сгорания работала относительно соседней со сдвигом фаз газораспределения на  $60^\circ$ . В первой камере сгорания фазы газораспределения по углу поворота выходного вала были следующими: закрытие выпускного клапана (точка "v" =  $0^\circ$ ); открытие выпускного клапана (точка "e" =  $60^\circ$ ); открытие впускного клапана (точка "d" =  $120^\circ$ ); закрытие впускного клапана (точка "d<sub>1</sub>" =  $360^\circ$ ).

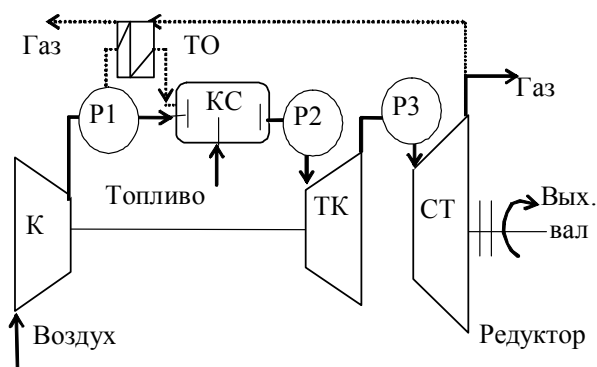


Рис. 1. Обобщенная схема двухвальной ГТУ с изохорным теплоподводом

Для расчета процессов в элементах установки использовались их геометрические характеристики. Процессы впуска и выпуска из клапанов камеры сгорания принимались адиабатными необратимыми с учетом коэффициентов расхода в каждый момент времени. При этом в камерах сгорания учитывались потери теплоты в окружающую среду. Все термодинамические параметры в цикле определялись с учетом изменения состава газов в элементах.

В качестве параметров исследуемой ГТУ без регенератора были приняты: стандартные атмосферные условия окружающей среды (точка "0") – ( $T_0 = 293 \text{ K}$ ;  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$ ); потери давления на

выхлопе установки  $\Delta p_{\text{вых}} = 3000 \text{ Па}$ ; среднецикловая температура воздуха и газов соответственно во впускном ресивере  $P1$   $T_s = 517 \text{ K}$  и в выпускном ресивере  $P2$   $T_T = 1373 \text{ K}$ ; относительный внутренний КПД компрессора  $\eta_k = 0,85$ , турбины компрессора  $\eta_T = 0,87$ , силовой турбины  $\eta_{ст} = 0,89$ .

Термодинамический цикл реальной ГТУ с подводом теплоты при  $V = const$  можно представить в виде индикаторной диаграммы  $p-v$ -координатах (см. рис. 2). Данный цикл можно условно разбить на две части:

1. Процессы в камерах сгорания (цикл  $v-e-d-v$ ). Здесь  $v-e$  – подвод теплоты в камере сгорания при постоянном объеме, т.е. при закрытых впускном и выпускном клапанах;  $e-d$  выпуск отработавших газов через выпускной клапан при закрытом впускном клапане;  $d-v$  – продувка КС свежим зарядом.

2. Процессы в турбокомпрессорной части (цикл  $0-s-v-t-ст-от-0$ ). Здесь  $0-s$  – адиабатное необратимое сжатие воздуха в компрессоре;  $s-v$  – впуск рабочего тела через впускной клапан;  $v-t$  – условный подвод теплоты к турбокомпрессорной части установки;  $t-ст$  – адиабатное необратимое расширение газов в турбине компрессора;  $ст-от$  – адиабатное необратимое расширение газов в силовой турбине с совершением полезной работы;  $от-0$  – изобарный отвод теплоты в окружающую среду.

Как видно из рис. 2, цикл турбокомпрессорной части реальной ГТУ с изохорным подводом теплоты ( $0-s-v-t-ст-от-0$ ) близок к циклу с изобарным подводом теплоты. Термодинамический анализ показал, что эффективные КПД обеих установок практически равны и составляют около 25%. Удельная полезная работа ГТУ с подводом теплоты при  $V = const$  приблизительно на 10% ниже, чем эквивалентной ГТУ с изобарным теплоподводом. При этом уменьшение удельной полезной работы в ГТУ с изохорным подводом теплоты объясняется наличием фазы продувки

свежим зарядом камеры сгорания, для чего требуется воздух в количестве 20÷50% расхода воздуха через компрессор. Данный цикл был построен для коэффициента продувки  $P = 1,4$ . При увеличении продувочного воздуха удельная работа и эффективный КПД цикла ГТУ с  $V = const$  уменьшаться.

## Анализ цикла многокамерной ГТУ с регенерацией

Вторым этапом исследования было проведение термодинамического анализа цикла многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией. Анализ проводился при тех же допущениях и исходных данных, что и анализ цикла без регенерации.

Исключение составляет параметр продувки камер свежим зарядом, который в данном случае был принят минимальным, т.е.  $P = 1,2$ , т.к. в случае использования регенератора применение большого коэффициента продувки не является эффективным. Степень регенерации была принята  $\sigma = 0,75$ . Полученный термодинамический цикл представлен на рис. 3. Как следует из рис. 3, применение регенерации в цикле ГТУ  $V = const$  уменьшает долю подвода теплоты в основной его части. Кроме того, наблюдается дополнительный подвод теплоты от регенератора в турбокомпрессорной части (в данном случае цикл 0–к–s–v–t–ст–от–0) на участке к–s.

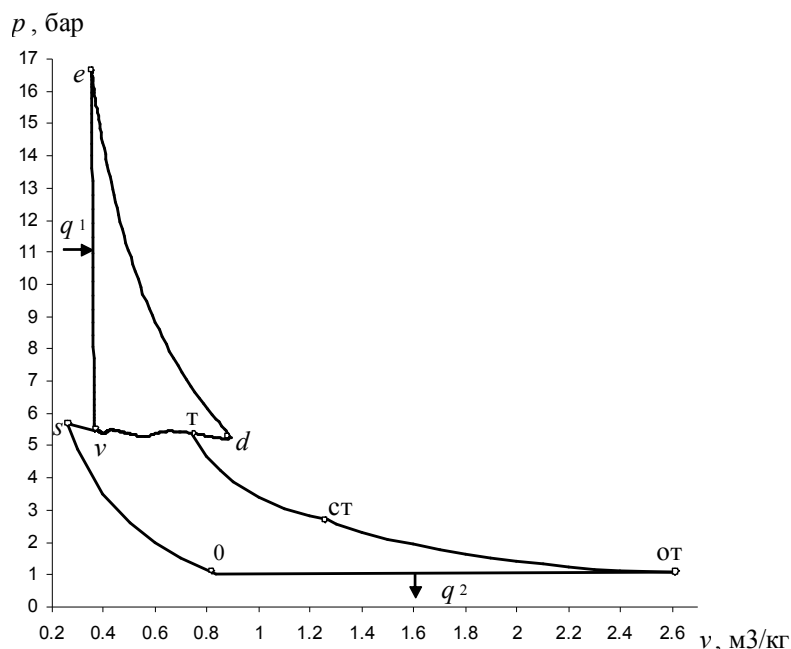


Рис. 2 Термодинамический цикл ГТУ с изохорным теплоподводом

Проведенные расчетные исследования показали, что эффективный КПД в цикле ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией составляет свыше 37%. При этом эффективный КПД эквивалентной ГТУ  $p = const$  ниже (35,5%). Как и в предыдущем случае, удельная полезная работа ГТУ  $V = const$

ниже, чем у эквивалентной установки с подводом теплоты в КС при  $p = const$ . Однако здесь разность абсолютных значений удельных работ меньше и составляет 5 %.

На базе разработанной математической модели, методики и алгоритмов анализа эффективности воз-

духоподогревателей [4] созданы методы и средства для анализа эффективности регенератора с учетом особенностей работы многокамерной ГТУ. Проведенные расчеты показали, что для обеспечения заданной степени регенерации  $\sigma = 0,75$  необходимо

создавать или использовать теплообменник с высокоэффективной поверхностью. Разработанные методы и средства позволяют анализировать влияние регенератора на эффективность всей установки в процессе её эксплуатации.

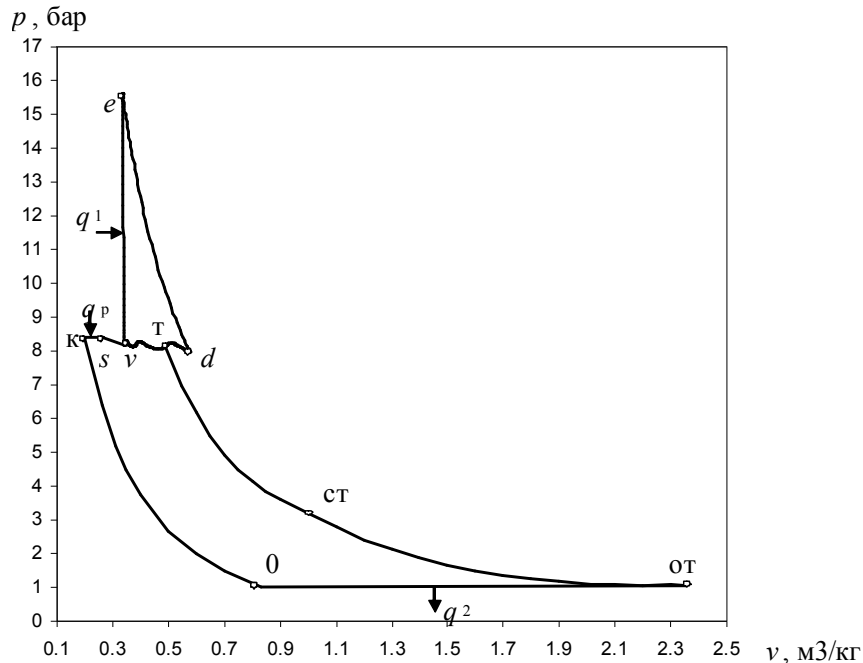


Рис. 3. Термодинамический цикл ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией

**Выводы.** С помощью разработанных методик построен термодинамический цикл реальной ГТУ с изохорным теплоподводом при использовании регенератора и без него, а также проведен его последующий анализ. Проведено сравнение с эквивалентной ГТУ с подводом теплоты в КС при  $p = const$  и показано, что в цикле без регенерации эффективные КПД обеих установок практически равны. При использовании регенерации эффективный КПД цикла  $V = const$  выше, чем цикла эквивалентной установки  $p = const$ . За счет наличия фазы продувки камеры сгорания свежим зарядом удельная полезная работа в ГТУ с подводом теплоты в КС при  $V = const$  в обоих случаях меньше, следовательно, удельный расход воздуха через компрессор выше. С помощью разработанных методик можно проводить дальнейшее усовершенствование подобных ГТУ.

#### Список литературы:

1. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1977. – 447 с.
2. Куценко А.С., Марченко Н.А. Использование системного подхода для определения параметров рабочего процесса многокамерных ГТУ // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. "Системний аналіз, управління та інформаційні технології". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 45. – С. 67-70.
3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Термодинамический анализ цикла многокамерной ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. "Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 28. – С. 67-70.
4. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 94–97.